

# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP04/017679

International filing date: 29 November 2004 (29.11.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP  
Number: 2003-402172  
Filing date: 01 December 2003 (01.12.2003)

Date of receipt at the International Bureau: 04 February 2005 (04.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

03.12.2004

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日            2 0 0 3 年 1 2 月    1 日  
Date of Application:

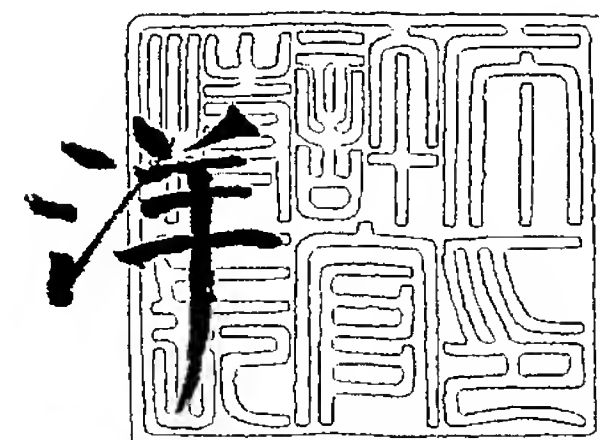
出 願 番 号            特 願 2 0 0 3 - 4 0 2 1 7 2  
Application Number:  
[ST. 10/C] :            [ J P 2 0 0 3 - 4 0 2 1 7 2 ]

出      願      人            日 産 自 動 車 株 式 有 限 公 司  
Applicant(s):

2 0 0 5 年    1 月 2 0 日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

小 川



【書類名】 特許願  
【整理番号】 NM02-03749  
【あて先】 特許庁長官殿  
【国際特許分類】 B60T 08/00  
【発明者】  
    【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地  
                        日産自動車株式会社内  
                        中野 正樹  
    【氏名】  
【特許出願人】  
    【識別番号】 000003997  
    【氏名又は名称】 日産自動車株式会社  
【代理人】  
    【識別番号】 100119644  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 綾田 正道  
【選任した代理人】  
    【識別番号】 100105153  
    【弁理士】  
    【氏名又は名称】 朝倉 悟  
【手数料の表示】  
    【予納台帳番号】 146261  
    【納付金額】 21,000円  
【提出物件の目録】  
    【物件名】 特許請求の範囲 1  
    【物件名】 明細書 1  
    【物件名】 図面 1  
    【物件名】 要約書 1

## 【書類名】 特許請求の範囲

## 【請求項 1】

回転電機による回生制動トルクと液圧ブレーキによる液圧制動トルクにより駆動輪に制動トルクを付与する車両用制動装置において、

前記回転電機の回転電機ケースを、車体側部材に対し相対回動可能に支持し、

前記車体側部材に要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室とリターン圧室とを形成し、前記要求制動液圧室と前記ホイールシリンダ圧室の連通液圧路にオリフィスを設け、前記ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との連通液圧路にホイールシリンダ圧調圧弁を設け、

前記ホイールシリンダ圧調圧弁に、前記回転電機ケースに設けられた作用腕を介して加えられる弁開方向の回生制動トルクと、ホイールシリンダ圧に基づく弁開方向の液圧制動トルクとの和が、要求制動液圧に基づく弁開方向の要求制動トルクと釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する機械系フィードバック機構を設けたことを特徴とする車両用制動装置。

## 【請求項 2】

請求項 1 に記載された車両用制動装置において、

前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパに固定された回転電機ケース内部に、モータと減速機とを配置したキャリパー一体型の減速機付きホイールインモータであり、

前記ホイールシリンダ圧調圧弁は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液圧発生時に弁開方向のトルクを受けるピストンと、該ピストンに連結され、前記ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との隔壁に形成されたバルブ穴を開閉するバルブ部材と、を有し、

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケースに設けられた作用腕を介して前記ピストンに加えられる弁開方向のトルクと、要求制動液圧と前記ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の要求制動トルクとが釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する第 1 フィードバック機構であることを特徴とする車両用制動装置。

## 【請求項 3】

請求項 1 に記載された車両用制動装置において、

前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパと回転電機ケースが分離状態で配置され、該回転電機ケース内にモータと減速機とを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、

前記ホイールシリンダ圧調圧弁は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液圧発生時に弁開方向のトルクを受ける第 1 ピストンと、該第 1 ピストンに連結され、第 1 ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との隔壁に形成されたバルブ穴を開閉するバルブ部材と、を有し、

前記車体側部材のうち、前記ホイールシリンダ圧調圧弁とは離れた位置に、第 2 ピストンを有する第 2 ホイールシリンダ圧室を形成し、

前記回転電機ケースに、ホイールシリンダ圧発生時に前記第 2 ピストンのピストンロッドから弁開方向にトルクを受ける第 2 作用腕を設け、

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケースに設けられた第 1 作用腕を介して前記第 1 ピストンに加えられる弁開方向のトルクと、要求制動液圧と前記第 1 ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の要求制動トルクとが釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する第 2 フィードバック機構であることを特徴とする車両用制動装置。

## 【請求項 4】

請求項 1 に記載された車両用制動装置において、

前記回転電機は、駆動輪ホイール内のブレーキキャリパと回転電機ケースが分離状態で配置され、該回転電機ケース内にモータと減速機とを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、

前記ホイールシリンダ圧調圧弁は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液

圧発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストンと、前記ホイールシリンダ圧室に端面が配置され、ホイールシリンダ圧発生時に弁閉方向のトルクを受ける第2ピストンと、両ピストンに連結され、前記ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との隔壁に形成されたバルブ穴を開閉するバルブ部材と、を有し、

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケースに設けられた第1作用腕を介して前記第1ピストンに加えられる弁閉方向の回生制動トルクと、ホイールシリンダ圧と前記第2ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の液圧制動トルクとの和と、要求制動液圧と前記第1ピストンの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルクとが釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する第3フィードバック機構であることを特徴とする車両用制動装置。

【請求項5】

請求項1ないし請求項4の何れか1項に記載された車両用制動装置において、

前記要求制動液圧室は、ブレーキ操作手段に対するブレーキ操作にてマスタシリンダにより発生するマスタシリンダ圧を導くマスタシリンダ圧室であることを特徴とする車両用制動装置。

【請求項6】

請求項1ないし請求項4の何れか1項に記載された車両用制動装置において、

前記要求制動液圧室は、マスタシリンダの下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システムからのABSブレーキ圧を導くABSブレーキ圧室であり、

前記リターン圧室は、アンチロック・ブレーキング・システムのポンプ吸入側に接続することを特徴とする車両用制動装置。

【請求項7】

請求項6に記載された車両用制動装置において、

アンチロック・ブレーキング・システム作動時、前記回転電機による回生制動を停止する制動制御手段を設けたことを特徴とする車両用制動装置。

【書類名】 明細書

【発明の名称】 車両用制動装置

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、回転電機による回生制動トルクと液圧ブレーキによる液圧制動トルクにより駆動輪に制動トルクを付与する電気自動車やハイブリッド車などの車両用制動装置に関する。

【背景技術】

【0 0 0 2】

従来、回転電機による回生制動トルクと液圧ブレーキによる液圧制動トルクにより駆動輪に制動トルクを付与する車両用制動装置では、あるペダル踏力に対応する要求制動トルクを達成する際、回生ブレーキが作動可能ならば要求制動トルクから、このペダル踏力に対応する液圧ブレーキの最小制動トルクを差し引いた差分を割り振り制動トルクとし、この割り振り制動トルクからの実際の回生制動トルクを差し引いた差分を液圧ブレーキの配分制動トルクとし、最小制動トルクと配分制動トルクとの和を目標液圧制動トルクとしてブースタの倍力比を制御している（例えば、特許文献 1 参照）。

【特許文献 1】 特開 2 0 0 1 - 7 1 8 8 0 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0 0 0 3】

しかしながら、従来の車両用制動装置にあつては、回生ブレーキ時の制動トルクを踏力センサによって検出した要求制動トルクに対して回生制動分を油圧のゲインを変えて対応するシステムとなっていたため、特開 2 0 0 1 - 7 1 8 8 0 号公報の図 8 に示されるように、常にある程度の液圧を残して回生制動しなければならない。つまり、液圧制動トルクをゼロにまですることができるときに、電気系のトラブルが発生した場合にブレーキが効かなくなるため、ある程度の液圧制動トルク分を残してある。したがって、回生できるエネルギーに限界があるという問題があった。

【0 0 0 4】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、全てを電気回生してもフェールセーフが成立するというように、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる協調ブレーキ制御をメカのみで容易に達成することができる車両用制動装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0 0 0 5】

上記目的を達成するため、本発明では、回転電機による回生制動トルクと液圧ブレーキによる液圧制動トルクにより駆動輪に制動トルクを付与する車両用制動装置において、前記回転電機の回転電機ケースを、車体側部材に対し相対回動可能に支持し、前記車体側部材に要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室とリターン圧室とを形成し、前記要求制動液圧室と前記ホイールシリンダ圧室の連通液圧路にオリフィスを設け、前記ホイールシリンダ圧室と前記リターン圧室との連通液圧路にホイールシリンダ圧調圧弁を設け、前記ホイールシリンダ圧調圧弁に、前記回転電機ケースに設けられた作用腕を介して加えられる弁開方向の回生制動トルクと、ホイールシリンダ圧に基づく弁開方向の液圧制動トルクとの和が、要求制動液圧に基づく弁開方向の要求制動トルクと釣り合うようにホイールシリンダ圧を調圧する機械系フィードバック機構を設けた。

【発明の効果】

【0 0 0 6】

よって、本発明の車両用制動装置にあつては、ホイールシリンダ圧調圧弁において、前記回転電機ケースに設けられた作用腕を介して加えられる弁開方向の回生制動トルクと、ホイールシリンダ圧に基づく弁開方向の液圧制動トルクとの和が、要求制動液圧に基づく弁開方向の要求制動トルクと釣り合うようにホイールシリンダ圧が調圧される。このホイ

ールシリンダ圧の調圧動作は、機械系フィードバック機構でなされるため、全てを電気回生している際に電気系トラブルが発生しても、自動的なメカ動作により液圧制動トルクに切り換えられることになり、液圧制動トルクを常に残しておかなくてもフェールセーフが成立する。また、ホイールシリンダ圧の調圧動作は、要求制動トルク＝回生制動トルク＋液圧制動トルクの式が成立する動作、つまり、要求制動トルクに対して回生制動トルクを最大限利用し、その不足分を液圧制動トルクで補うという協調ブレーキ制御となる。したがって、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる協調ブレーキ制御をメカのみで容易に達成することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0007】

以下、本発明の車両用制動装置を実現する最良の形態を、図面に示す実施例 1～実施例 5 に基づいて説明する。

【実施例 1】

【0008】

まず、構成を説明する。

図 1 は実施例 1 の車両用制動装置を示す全体システム図である。

実施例 1 は、ホイールインモータ型の回転電機 1 による回生制動トルク  $T_{Be}$  と、ディスクブレーキ型の液圧ブレーキ 2 による液圧制動トルク  $T_{Bp}$  と、により駆動輪 3 に制動トルクを付与する車両用制動装置である。

【0009】

前記回転電機 1 の回転電機ケース 4 を、車体側円筒ケース 5（車体側部材）に対しボール 6 を介して相対回転可能に支持している。そして、前記車体側円筒ケース 5 にマスタシリンダ圧室 7（要求制動液圧室）とホイールシリンダ圧室 8 とリターン圧室 9 とを形成し、前記マスタシリンダ圧室 7 と前記ホイールシリンダ圧室 8 の連通液圧路 10 にオリフィス 11 を設け、前記ホイールシリンダ圧室 8 と前記リターン圧室 9 とのバルブ穴 12（連通液圧路）にホイールシリンダ圧調圧弁 13 を設けている。

【0010】

前記ホイールシリンダ圧調圧弁 13 には、前記回転電機ケース 4 に設けられた作用腕 14 を介して加えられる弁開方向の回生制動トルク  $T_{Be}$  と、ホイールシリンダ圧  $P_w$  に基づく液圧制動トルク  $T_{Bp}$  との和が、マスタシリンダ圧  $P_m$  に基づく弁閉方向の要求制動トルク  $T_{B^*}$  と釣り合うようにホイールシリンダ圧  $P_w$  を調圧する第 1 フィードバック機構 15-1（機械系フィードバック機構）を設けている。

【0011】

前記回転電機 1 は、駆動輪ホイール 16 内のブレーキキャリパ 17 に固定された回転電機ケース 4 内部に、モータ M と減速機 G とを配置したキャリパー一体型の減速機付きホイールインモータである。ここで、前記モータ M は、モータ軸 18 を有するロータと、回転電機ケース 4 に固定されたステータとを有し、前記減速機 G は、モータ軸 18 に固定されたサンギヤと、回転電機ケース 4 に固定されたリングギヤと、前記サンギヤとリングギヤに噛み合うピニオンを支持するピニオンキャリヤと、を有する。前記ピニオンキャリヤに固定された減速機出力軸 19 には、ブレーキディスク 20 と共に駆動輪ホイール 16 が固定されている。

【0012】

前記ホイールシリンダ圧調圧弁 13 は、前記マスタシリンダ圧室 7 に端面が配置され、マスタシリンダ圧  $P_m$  の発生時に弁閉方向のトルクを受けるピストン 13a と、該ピストン 13a に連結され、前記ホイールシリンダ圧室 8 と前記リターン圧室 9 との隔壁に形成されたバルブ穴 12 を開閉するバルブ部材 13b と、を有する。

【0013】

前記第 1 フィードバック機構 15-1 は、前記回転電機ケース 4 に設けられた作用腕 14 を介して前記ピストン 13a に加えられる弁開方向の合成トルク  $T_{Bt}$  と、マスタシリンダ圧  $P_m$  と前記ピストン 13a の有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルク  $T_{B^*}$  と

が釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する。ここで、合成トルク $T_{bt}$ は、回生制動トルク $T_{be}$ と液圧制動トルク $T_{bp}$ との和である。前記回生制動トルク $T_{be}$ は、モータ $M$ 及び減速機 $G$ での回生制動によるステータ反力（減速機反力を含む意味）とホイール中心点から作用腕 14 の作用点までの距離を掛け合わせたトルクである。前記液圧制動トルク $T_{bp}$ は、ブレーキ時にホイールシリンダ圧 $P_w$ の反力としてブレーキキャリパ 17 を介して回転電機ケース 4 に作用するキャリパ力とホイール中心点から作用腕 14 の作用点までの距離を掛け合わせたトルクである。前記要求制動トルク $T_B^*$ は、マスタシリンダ圧 $P_m$ とピストン 13 a の有効受圧面積の積による要求制動力に、ホイール中心点から要求制動力作用中心点までの距離を掛け合わせたトルクである。なお、前記作用腕 14 とピストン 13 a との間には、打音を防止する弾性材 21 が介装されている。

#### 【0014】

前記マスタシリンダ圧室 7 には、ブレーキペダル 22（ブレーキ操作手段）に対するブレーキ操作時、倍力装置 23 の出力によりマスタシリンダ 24 にて作り出されるマスタシリンダ圧 $P_m$ が、マスタシリンダ液圧路 25 を介して導かれる。

#### 【0015】

前記ホイールシリンダ圧室 8 と前記ブレーキキャリパ 17 内のホイールシリンダ圧室 26 とは、ホイールシリンダ液圧路 27 により連通されている。また、前記リターン圧室 9 とリザーバ 28 とは、リターン液圧路 29 により連通されている。

#### 【0016】

次に、作用を説明する。

ブレーキペダル 22 を踏み込むブレーキ操作時、マスタシリンダ 24 にて作り出されたマスタシリンダ圧 $P_m$ は、マスタシリンダ液圧路 25 →マスタシリンダ圧室 7 →連通液圧路 10 →ホイールシリンダ圧室 8 →ホイールシリンダ液圧路 27 →ホイールシリンダ圧室 26 に導かれ、液圧ブレーキ 2 のブレーキディスク 20 を挟圧することで、駆動輪 3 に液圧制動トルクが付与される。

#### 【0017】

このとき、第 1 フィードバック機構 15-1 のホイールシリンダ圧調圧弁 13 においては、マスタシリンダ圧 $P_m$ とピストン 13 a の有効受圧面積の積による要求制動力に、ホイール中心点から要求制動力作用中心点までの距離を掛け合わせた要求制動トルク $T_B^*$ が弁閉方向に作用し、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の反力としてブレーキキャリパ 17 を介して回転電機ケース 4 に作用するキャリパ力とホイール中心点から作用腕 14 の作用点までの距離を掛け合わせた液圧制動トルク $T_{bp}$ が弁閉方向に作用し、要求制動トルク $T_B^*$ が液圧制動トルク $T_{bp}$ よりも大きい状態が続く限り、ホイールシリンダ圧調圧弁 13 の弁閉状態が維持される。

#### 【0018】

この液圧制動トルク $T_{bp}$ に、回転電機 1 による回生制動トルク $T_{be}$ が加わると、ホイールシリンダ圧調圧弁 13 において、回転電機ケース 4 に設けられた作用腕 14 を介して加えられる弁閉方向の回生制動トルク $T_{be}$ と液圧制動トルク $T_{bp}$ との和が、要求制動液圧に基づく弁閉方向の要求制動トルク $T_B^*$ と釣り合うように、弁開閉によりホイールシリンダ圧室 8 の作動油のリターン圧室 9 への逃がし量を調整することで、要求制動トルク $T_B^*$ が一定である場合、回生制動トルク $T_{be}$ が大きくなるほどホイールシリンダ圧 $P_w$ を低下させるように調圧される。

#### 【0019】

このホイールシリンダ圧 $P_w$ の調圧動作は、電気信号を用いる電気的なフィードバック制御系でなされるのではなく、要求制動力と回生制動力と液圧制動力をホイールシリンダ圧調圧弁 13 に加わる信号力に置き換えた機械系フィードバック機構でなされるため、例えば、全てを電気回生している際に電気系トラブルが発生し、回生制動力がゼロになっても、ホイールシリンダ圧調圧弁 13 を閉とする自動的なメカ動作により液圧制動トルクのみによる制動に切り換えられることになり、液圧制動トルクを常に残しておかなくてもフェールセーフが成立する。

## 【 0 0 2 0 】

また、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の調圧動作は、要求制動トルク $TB^* = \text{回生制動トルク } TBe + \text{液圧制動トルク } TBp$ の式が成立する動作、つまり、要求制動トルク $TB^*$ に対して回生制動トルク $TBe$ を最大限利用し、その不足分を液圧制動トルク $TBp$ で補うという協調ブレーキ制御となる。

## 【 0 0 2 1 】

したがって、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる協調ブレーキ制御をメカのみで容易に達成することができる。実制動トルク（＝回生制動トルク $TBe + \text{液圧制動トルク } TBp$ ）をメカでフィードバックするシステムなので、電氣的なフィードバック制御とは異なり、途中の状態や状態変化に依存せず、要求制動トルク $TB^*$ と実制動トルクが等しくなるように制御することができる。

## 【 0 0 2 2 】

回転電機 1 は、駆動輪ホイール 1 6 内のブレーキキャリパ 1 7 に固定された回転電機ケース 4 内部に、モータ M と減速機 G とを配置したキャリパー一体型の減速機付きホイールインモータとしたため、液圧ブレーキ 2 のブレーキ摩擦材の摩擦係数の変動に左右されることなく、1つの作用腕 1 4 により回生制動力と液圧制動力を含めた実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁 1 3 にフィードバックできる。つまり、第 1 フィードバック機構 1 5-1 は、実施例 1 のように、ホイールインモータ型の回転電機 1 である場合に有効である。

## 【 0 0 2 3 】

さらに、要求制動圧をマスタシリンダ 2 4 により発生するマスタシリンダ圧 $P_m$ としたため、ホイールシリンダ圧調圧弁 1 3 を簡単なポペット弁で構成でき、第 1 フィードバック機構 1 5-1 の信頼性が向上する。

## 【 0 0 2 4 】

次に、効果を説明する。

実施例 1 の車両用制動装置にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

## 【 0 0 2 5 】

(1) 回転電機 1 による回生制動トルク $TBe$ と液圧ブレーキ 2 による液圧制動トルク $TBp$ により駆動輪 3 に制動トルクを付与する車両用制動装置において、前記回転電機 1 の回転電機ケース 4 を、車体側円筒ケース 5 に対し相対回転可能に支持し、前記車体側円筒ケース 5 に要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室 8 とリターン圧室 9 とを形成し、前記要求制動液圧室と前記ホイールシリンダ圧室 8 の連通液圧路 1 0 にオリフィス 1 1 を設け、前記ホイールシリンダ圧室 8 と前記リターン圧室 9 との連通液圧路にホイールシリンダ圧調圧弁 1 3 を設け、前記ホイールシリンダ圧調圧弁 1 3 に、前記回転電機ケース 4 に設けられた作用腕 1 4 を介して加えられる弁開方向の回生制動トルク $TBe$ と、ホイールシリンダ圧 $P_w$ に基づく弁開方向の液圧制動トルク $TBp$ との和が、要求制動液圧に基づく弁開方向の要求制動トルク $TB^*$ と釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する機械系フィードバック機構を設けたため、全てを電気回生してもフェールセーフが成立するというように、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる協調ブレーキ制御をメカのみで容易に達成することができる。

## 【 0 0 2 6 】

(2) 前記回転電機 1 は、駆動輪ホイール 1 6 内のブレーキキャリパ 1 7 に固定された回転電機ケース 4 の内部に、モータ M と減速機 G とを配置したキャリパー一体型の減速機付きホイールインモータであり、前記ホイールシリンダ圧調圧弁 1 3 は、前記要求制動液圧室に端面が配置され、要求制動液圧発生時に弁開方向のトルクを受けるピストン 1 3 a と、該ピストン 1 3 a に連結され、前記ホイールシリンダ圧室 8 と前記リターン圧室 9 との隔壁に形成されたバルブ穴 1 2 を開閉するバルブ部材 1 3 b と、を有し、前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース 1 に設けられた作用腕 1 4 を介して前記ピストン 1 3 a に加えられる弁開方向のトルクと、要求制動液圧と前記ピストン 1 3 a の有効受圧面積の積に基づく弁開方向の要求制動トルク $TB^*$ とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第 1 フィードバック機構 1 5-1 であるため、液圧ブレーキ 2 のブレーキ摩擦材

の摩擦係数の変動に左右されることなく、1つの作用腕14により回生制動力と液圧制動力とを含めた精度の高い実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁13にフィードバックすることができる。

#### 【0027】

(3) 前記要求制動液圧室は、ブレーキペダル22に対するブレーキ操作にてマスタシリンダ24により発生するマスタシリンダ圧 $P_m$ を導くマスタシリンダ圧室7であるため、ホイールシリンダ圧調圧弁13を簡単なポペット弁で構成でき、過酷な使用環境下におかれる第1フィードバック機構15-1の信頼性が向上する。

#### 【実施例2】

#### 【0028】

実施例2は、ばね下荷重を減らすような車載モータを備えたシステムにおいて有効な例である。

#### 【0029】

まず、構成を説明すると、図2に示すように、実施例2の回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリア17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリア分離型の減速機付き車載モータである。このように車載モータとしたのに伴い、減速機Gのピニオンキャリアと減速機出力軸19とは、両端にユニバーサルジョイント30、30を有するドライブシャフト31により連結されている。

#### 【0030】

前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、実施例1と同様に、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧 $P_m$ の発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストン13aと、該第1ピストン13aに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有する。

#### 【0031】

そして、前記車体側円筒ケース5のうち、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13とは周方向に離れた位置に、第2ピストン32を有する第2ホイールシリンダ圧室33を形成し、前記回転電機ケース4に、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の発生時に前記第2ピストン32のピストンロッド34から弁開方向にトルクを受ける第2作用腕35を設ける。

#### 【0032】

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕及14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁開方向のトルクと、マスタシリンダ圧 $P_m$ と前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルク $T_B^*$ とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第2フィードバック機構15-2としている。なお、他の構成は、実施例1と同様であるので、対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。

#### 【0033】

作用については、実施例1の車両用制動装置では、液圧制動力をキャリア力により得ていたのに対し、実施例2の車両用制動装置では、第2フィードバック機構15-2において、回転電機1を車載モータとしたのに伴い、ホイールシリンダ圧 $P_w$ と第2ピストン32の有効受圧面積を掛け合わせた力により得るようにした点でのみ異なる。

#### 【0034】

次に、効果を説明する。  
実施例2の車両用制動装置にあっては、実施例1の(1)、(3)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

#### 【0035】

(4) 回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリア17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリア分離型の減速機付き車載モータとし、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧 $P_m$ の発生時に弁閉方向のトルクを受け

る第1ピストン13aと、該第1ピストン13aに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有し、前記車体側円筒ケース5のうち、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13とは周方向に離れた位置に、第2ピストン32を有する第2ホイールシリンダ圧室33を形成し、前記回転電機ケース4に、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の発生時に前記第2ピストン32のピストンロッド34から弁開方向にトルクを受ける第2作用腕35を設け、前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁開方向のトルクと、マスタシリンダ圧 $P_m$ と前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルク $T_B^*$ とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第2フィードバック機構15-2であるため、ばね下荷重を減らしサスペンションの設定が容易にする車載モータを回転電機1としながら、1つの第1作用腕14により回生制動力と液圧制動力とを含めた実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁13にフィードバックすることができる。

### 【実施例3】

#### 【0036】

実施例3は、実施例2と同様に、ばね下荷重を減らすような車載モータを備えたシステムにおいて有効な例である。

#### 【0037】

まず、構成を説明すると、図3に示すように、実施例3の回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリア17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリア分離型の減速機付き車載モータである。このように車載モータとしたのに伴い、減速機Gのピニオンキャリアと減速機出力軸19とは、両端にユニバーサルジョイント30、30を有するドライブシャフト31により連結されている。

#### 【0038】

前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧 $P_m$ の発生時に弁閉方向のトルクを受ける第1ピストン13aと、前記ホイールシリンダ圧室8に端面が配置され、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の発生時に弁開方向のトルクを受ける第2ピストン13cと、前記両ピストン13a、13cに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有する。

#### 【0039】

前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁開方向の回生制動トルク $T_{Be}$ と、ホイールシリンダ圧 $P_w$ と前記第2ピストン13cの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の液圧制動トルク $T_{Bp}$ との和と、マスタシリンダ液圧 $P_m$ と前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁閉方向の要求制動トルク $T_B^*$ とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第3フィードバック機構15-3としている。なお、他の構成は、実施例1と同様であるので、対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。

#### 【0040】

作用については、実施例2の車両用制動装置では、弁開方向の液圧制動トルク $T_{Bp}$ を、ホイールシリンダ圧 $P_w$ と、ホイールシリンダ圧調圧弁13と別に設けた第2ピストン32の有効受圧面積と、を掛け合わせた力により得るようにしたのに対し、弁開方向の液圧制動トルク $T_{Bp}$ を、ホイールシリンダ圧 $P_w$ と、ホイールシリンダ圧調圧弁13と一体に設けた第2ピストン13cの有効受圧面積と、を掛け合わせた力により得るようにした点のみ異なる。

#### 【0041】

次に、効果を説明する。

実施例3の車両用制動装置にあつては、実施例1の(1)、(3)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

## 【0042】

(5) 前記回転電機1は、駆動輪ホイール16内のブレーキキャリパ17と回転電機ケース4が分離状態で配置され、該回転電機ケース4内にモータMと減速機Gとを配置したキャリパ分離型の減速機付き車載モータであり、前記ホイールシリンダ圧調圧弁13は、マスタシリンダ圧室7に端面が配置され、マスタシリンダ圧 $P_M$ の発生時に弁開方向のトルクを受ける第1ピストン13aと、前記ホイールシリンダ圧室8に端面が配置され、ホイールシリンダ圧 $P_w$ の発生時に弁開方向のトルクを受ける第2ピストン13cと、前記両ピストン13a, 13cに連結され、第1ホイールシリンダ圧室8と前記リターン圧室9との隔壁に形成されたバルブ穴12を開閉するバルブ部材13bと、を有し、前記機械系フィードバック機構は、前記回転電機ケース4に設けられた第1作用腕14を介して前記第1ピストン13aに加えられる弁開方向の回生制動トルク $T_{Be}$ と、ホイールシリンダ圧 $P_w$ と前記第2ピストン13cの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の液圧制動トルク $T_{Bp}$ との和と、マスタシリンダ液圧 $P_m$ と前記第1ピストン13aの有効受圧面積の積に基づく弁開方向の要求制動トルク $T_B^*$ とが釣り合うようにホイールシリンダ圧 $P_w$ を調圧する第3フィードバック機構15-3であるため、ばね下荷重を減らしサスペンションの設定が容易にする車載モータを回転電機1としながら、実施例2のような別体のピストンを用いることなく、回生制動力と液圧制動力とを含めた実制動力を、ホイールシリンダ圧調圧弁13にフィードバックすることができる。

## 【実施例4】

## 【0043】

実施例4は、要求制動液圧を実施例1, 2のマスタシリンダ圧 $P_m$ に代え、マスタシリンダの下流に設けられたアンチロック・ブレーキング・システム（以下、「ABS」と省略する。）からのABSブレーキ圧 $P_{ABS}$ を導くABSブレーキ圧室とした例である。

## 【0044】

すなわち、図4に示すように、前記要求制動液圧室を、マスタシリンダ24の下流に設けられたABS（図4では制御バルブなどを除く1輪分のABS液圧源を示す。）からのABSブレーキ圧 $P_{ABS}$ を導くABSブレーキ圧室37とした。

## 【0045】

前記1輪分のABS液圧源は、図4に示すように、リザーバ38と、第1チェック弁39と、オイルポンプ40と、第2チェック弁41と、を有し、前記オイルポンプ40の吸入側とリターン圧室9とがリターン液圧路29を介し連通され、前記オイルポンプ40の吐出側がABSブレーキ圧油路42に連結されている。なお、他の構成は、実施例1と同様であるので、対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。

## 【0046】

作用については、実施例4の車両用制動装置では、ホイールシリンダ圧調圧弁13による調圧動作でリターン圧室9に逃がされた油は、リターン液圧路29を介してABS液圧源のリザーバ38に戻されることになる。なお、他の作用については、マスタシリンダ圧 $P_m$ をABSブレーキ圧 $P_{ABS}$ に読み替えることで、実施例1と同様であるので説明を省略する。

## 【0047】

次に、効果を説明する。

実施例4の車両用制動装置にあっては、実施例1の(1), (2), (3)の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

## 【0048】

(6) 前記要求制動液圧室を、マスタシリンダ24の下流に設けられたABSからのABSブレーキ圧 $P_{ABS}$ を導くABSブレーキ圧室37としたため、リターンポンプとしてABS液圧源のオイルポンプ40を共用でき、別にポンプを必要としない構成にすることができる。

## 【実施例5】

## 【0049】

実施例 5 は、A B S 作動時に回生制動を停止することで、安全に A B S を効かせることができるようにした例である。

【0 0 5 0】

すなわち、A B S システムのハード構成は、図 5（1 輪分）に示すように、マスタシリンダ 2 4 の下流に設けられた A B S には、A B S 液圧源以外に、増圧ソレノイドバルブ 4 3 a や減圧ソレノイドバルブ 4 3 b によるソレノイドバルブ 4 3 と第 3 チェック弁 4 4 が設けられる。

【0 0 5 1】

一方、A B S システムのソフト構成は、図 6 に示すように、A B S コントローラ 5 0 と、統合コントロールモジュール 5 1 と、モータコントローラ 5 2 と、バッテリーコントロールユニット 5 3 とを有する。

【0 0 5 2】

前記 A B S コントローラ 5 0 は、ブレーキスイッチ 5 4 と、各輪の車速センサ（＝車輪速センサ） 5 5 などからの信号を入力し、ブレーキ操作時に各車輪速情報により制動ロック状態であると判断されると、オイルポンプ 4 0 を駆動するポンプモータ 5 6 及び各輪のソレノイドバルブ 4 3（増圧バルブと減圧バルブ）に作動指令を出力することで、制動ロックを防止する A B S 作動を開始する。

【0 0 5 3】

前記統合コントロールモジュール 5 1 は、ブレーキ踏力センサ 5 7 からのブレーキ踏力信号と、アクセル踏み込み量センサ 5 8 からのアクセル踏み込み量信号と、前記 A B S コントローラ 5 0 からの車速信号及び A B S 信号と、バッテリーコントロールユニット 5 3 からのバッテリー状態信号と、を入力し、モータコントローラ 5 2 に対しモータトルク信号を出力する。

【0 0 5 4】

前記モータコントローラ 5 2 は、統合コントロールモジュール 5 1 からのモータトルク信号と、モータ M からのモータ状態信号を入力し、バッテリー 5 9 を直流電源とするインバータ 6 0 に対し、モータ駆動指令を出力する。そして、三相交流のモータ M は、インバータ 5 5 からのモータ駆動指令に応じて力行と回生とが制御される。

【0 0 5 5】

なお、図 5 の他の構成については、実施例 1 と同様であるので、対応する構成に同一符号を付して説明を省略する。

【0 0 5 6】

次に、作用を説明する。

[モータ制御作動]

【0 0 5 7】

図 7 は統合コントロールモジュール 5 1 にて実行されるモータ制御作動の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて説明する（制動制御手段）。

【0 0 5 8】

ステップ S 1 では、ブレーキ踏力センサ 5 7 からのブレーキ踏力信号と、アクセル踏み込み量センサ 5 8 からのアクセル踏み込み量信号と、A B S コントローラ 5 0 からの車速信号と、バッテリーコントロールユニット 5 3 からのバッテリー状態信号と、を入力し、モータコントローラ 5 2 に対し出力するモータトルク信号を作り出す。

【0 0 5 9】

ステップ S 2 では、A B S コントローラ 5 0 からの A B S 信号が ON か否かが判断され、YES の場合はステップ S 3 へ移行し、NO の場合はステップ S 4 へ移行する。

【0 0 6 0】

ステップ S 3 では、出力するモータトルク信号によるモータトルクがゼロとされ、ステップ S 4 へ移行する。

【0 0 6 1】

ステップ S 4 では、A B S コントローラ 5 0 からの A B S 信号が OFF の場合、モータコ

ントローラ 5 2 に対し通常のモータトルク信号を出力し、A B S コントローラ 5 0 からの A B S 信号が ON の場合、モータコントローラ 5 2 に対しモータトルクゼロのモータトルク信号を出力する。

【0 0 6 2】

〔モータ制御作用〕

よって、A B S 作動時には、図 7 のフローチャートにおいて、ステップ S 1 → ステップ S 2 → ステップ S 3 → ステップ S 4 へと進む流れとなり、ステップ S 4 では、モータトルクゼロのモータトルク信号、つまり、モータ M による回生制動が停止される。

【0 0 6 3】

このため、A B S 作動時のタイヤロックが電気制動トルクによって生じた場合も、素早く電気制動を停止することによって、安全に A B S を効かせることができる。

【0 0 6 4】

次に、効果を説明する。

実施例 5 の車両用制動装置にあっては、実施例 1 の (1), (2), (3) の効果に加え、下記の効果を得ることができる。

【0 0 6 5】

(7) A B S 作動時、モータ M による回生制動を停止する制動制御手段を設けたため、A B S 作動時のタイヤロックが電気制動トルクによって生じた場合も、安全に A B S を効かせることができる。

【0 0 6 6】

以上、本発明の車両用制動装置を実施例 1 ～ 実施例 5 に基づき説明してきたが、具体的な構成については、これらの実施例に限られるものではなく、特許請求の範囲の各請求項に係る発明の要旨を逸脱しない限り、設計の変更や追加等は許容される。

【0 0 6 7】

実施例 1 ～ 実施例 5 では、要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室の連通液圧路に固定開口面積によるオリフィスを設けた例を示したが、例えば、要求制動液圧とホイールシリンダ圧の差圧が大きいときには、開口面積を広げて初期制動応答性を確保しながら、差圧が小さくなると開口面積を狭くしてホイールシリンダ圧調圧性能を確保する機械制御式の可変オリフィスに置き換えても良いし、また、要求制動液圧とホイールシリンダ圧を直結する液圧路と固定オリフィスを設けた連通液圧路とを並列に設け、要求制動液圧とホイールシリンダ圧を直結する液圧路に機械制御式の開閉弁を設け、初期制動応答性とホイールシリンダ圧調圧性能との両立を図るようにしても良い。

【産業上の利用可能性】

【0 0 6 8】

本発明の車両用制動装置は、電気自動車や燃料電池車やハイブリッド車等であって、液圧制動力と回生制動力との和により要求制動力を得るようにした車両に適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0 0 6 9】

【図 1】 実施例 1 の車両用制動装置を示す全体システム図である。

【図 2】 実施例 2 の車両用制動装置を示す全体システム図である。

【図 3】 実施例 3 の車両用制動装置を示す全体システム図である。

【図 4】 実施例 4 の車両用制動装置を示す全体システム図である。

【図 5】 実施例 5 の車両用制動装置を示す全体システム図である。

【図 6】 実施例 5 の車両用制動装置の制御系を示すブロック図である。

【図 7】 実施例 5 の統合コントロールモジュールにて実行されるモータ制御作動の流れを示すフローチャートである。

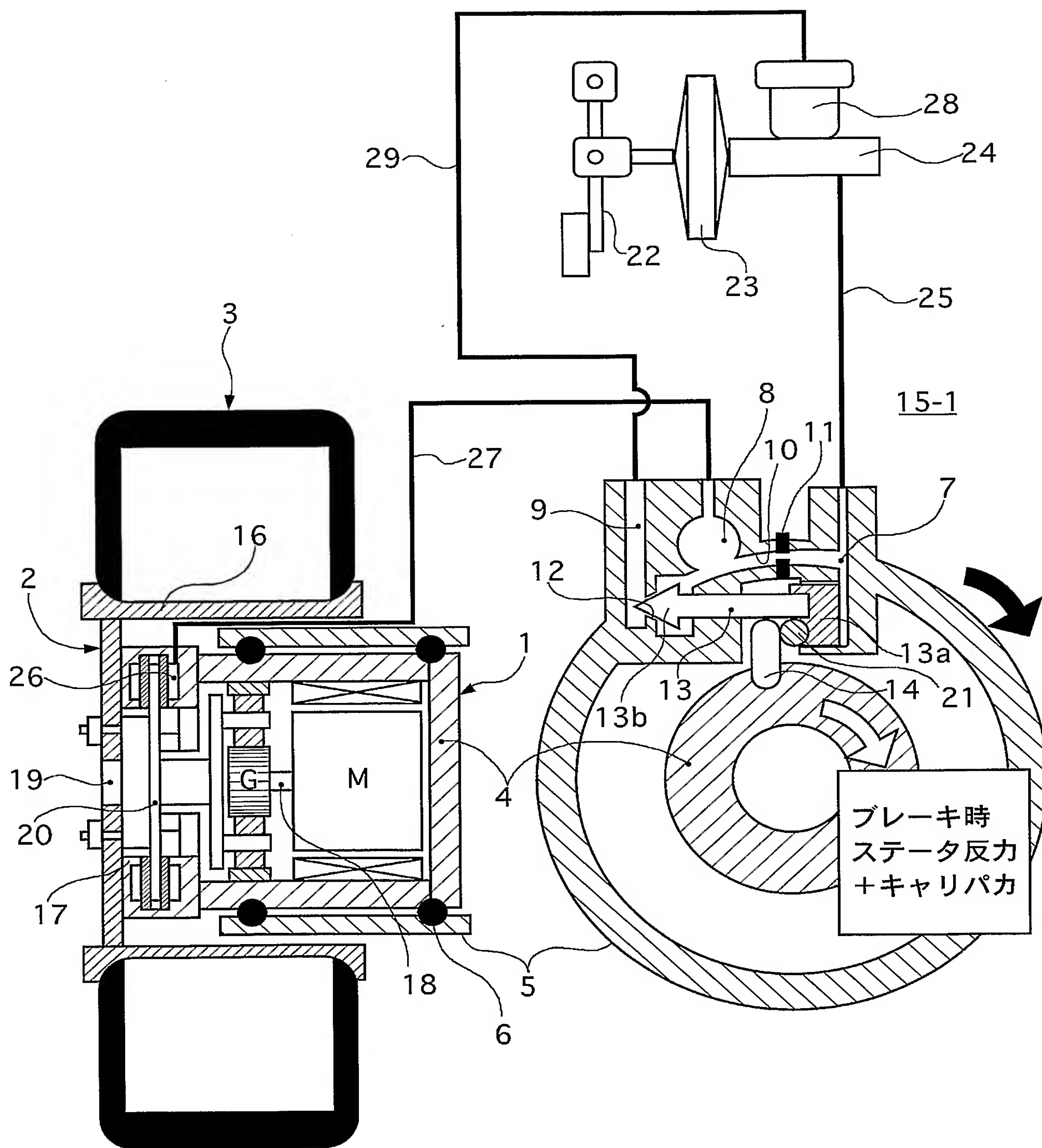
【符号の説明】

【0 0 7 0】

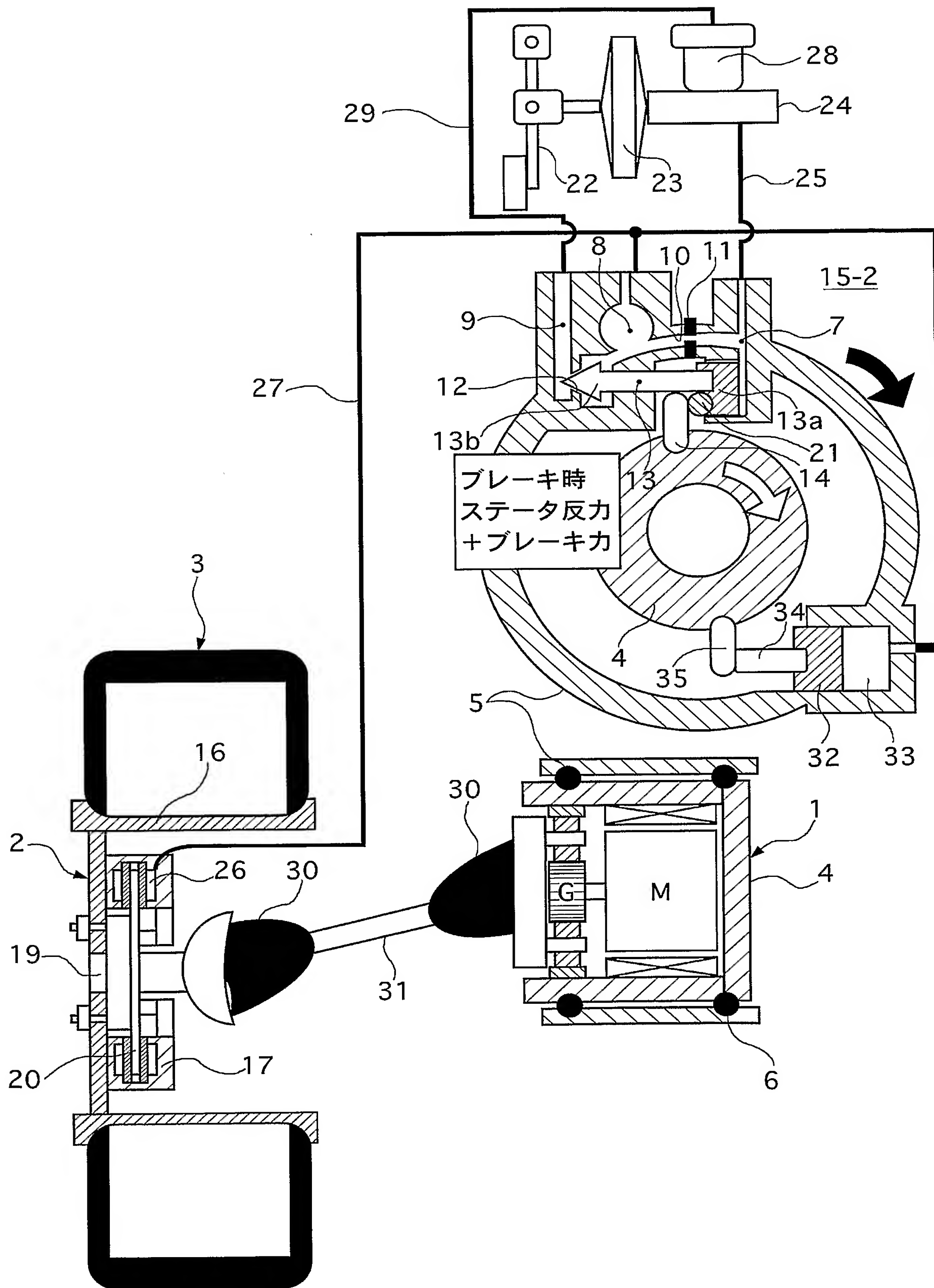
1 回転電機

- M モータ
- G 減速機
- 2 液圧ブレーキ
- 3 駆動輪
- 4 回転電機ケース
- 5 車体側円筒ケース (車体側部材)
- 6 ボール
- 7 マスタシリンダ圧室 (要求制動液圧室)
- 8 ホイールシリンダ圧室
- 9 リターン圧室
- 1 0 連通液圧路
- 1 1 オリフィス
- 1 2 バルブ穴 (連通液圧路)
- 1 3 ホイールシリンダ圧調圧弁
- 1 3 a ピストン
- 1 3 b バルブ部材
- 1 4 作用腕
- 1 5 -1 第 1 フィードバック機構 (機械系フィードバック機構)
- 1 5 -2 第 2 フィードバック機構 (機械系フィードバック機構)
- 1 5 -3 第 3 フィードバック機構 (機械系フィードバック機構)
- 1 6 駆動輪ホイール
- 1 7 ブレーキキャリパ
- 1 8 モータ軸
- 1 9 減速機出力軸
- 2 0 ブレーキディスク
- 2 1 弾性材
- 2 2 ブレーキペダル (ブレーキ操作手段)
- 2 3 倍力装置
- 2 4 マスタシリンダ
- 2 5 マスタシリンダ液圧路
- 2 6 ホイールシリンダ圧室
- 2 7 ホイールシリンダ液圧路
- 2 8 リザーバ
- 2 9 リターン液圧路

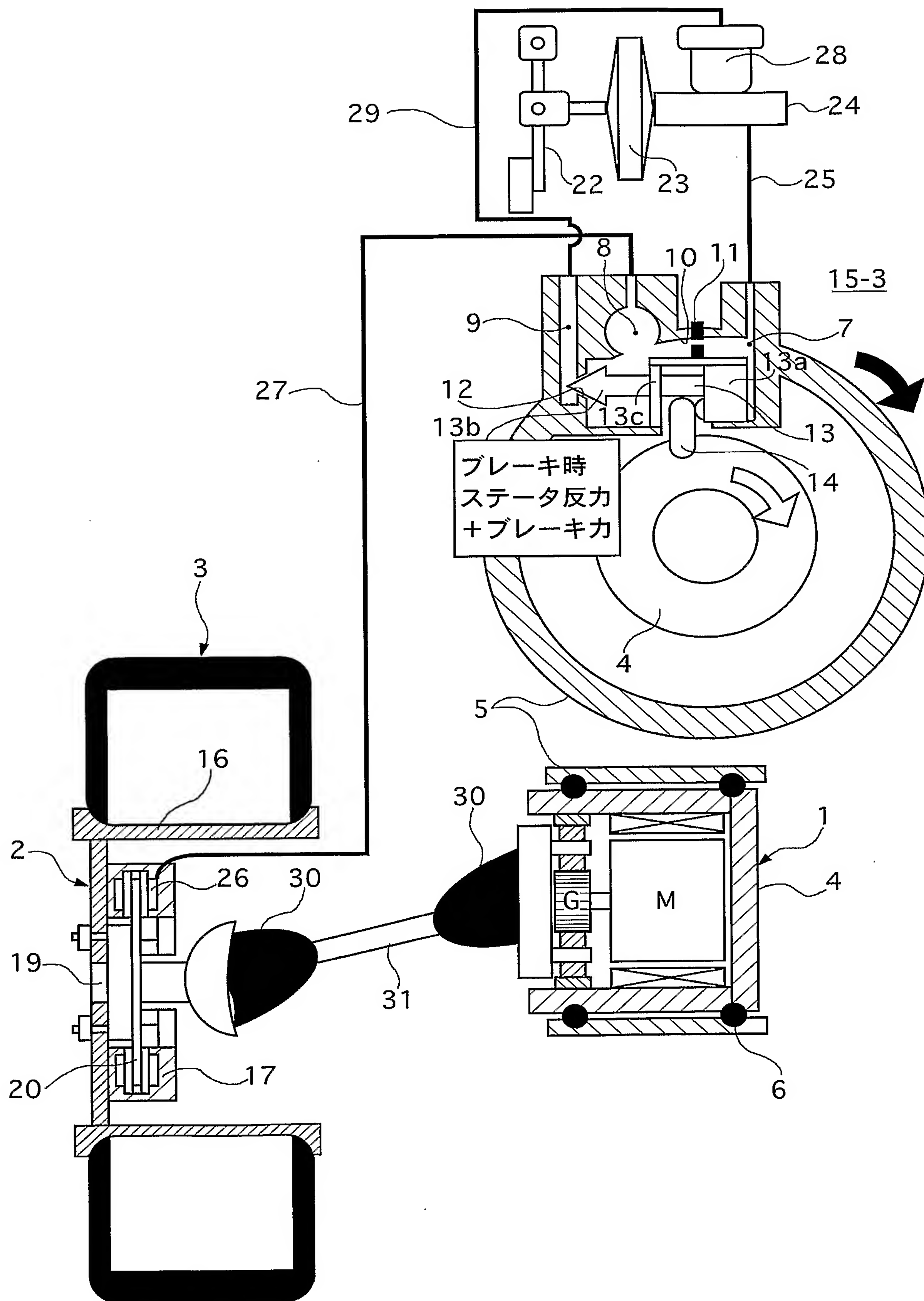
【書類名】 図面  
【図 1】



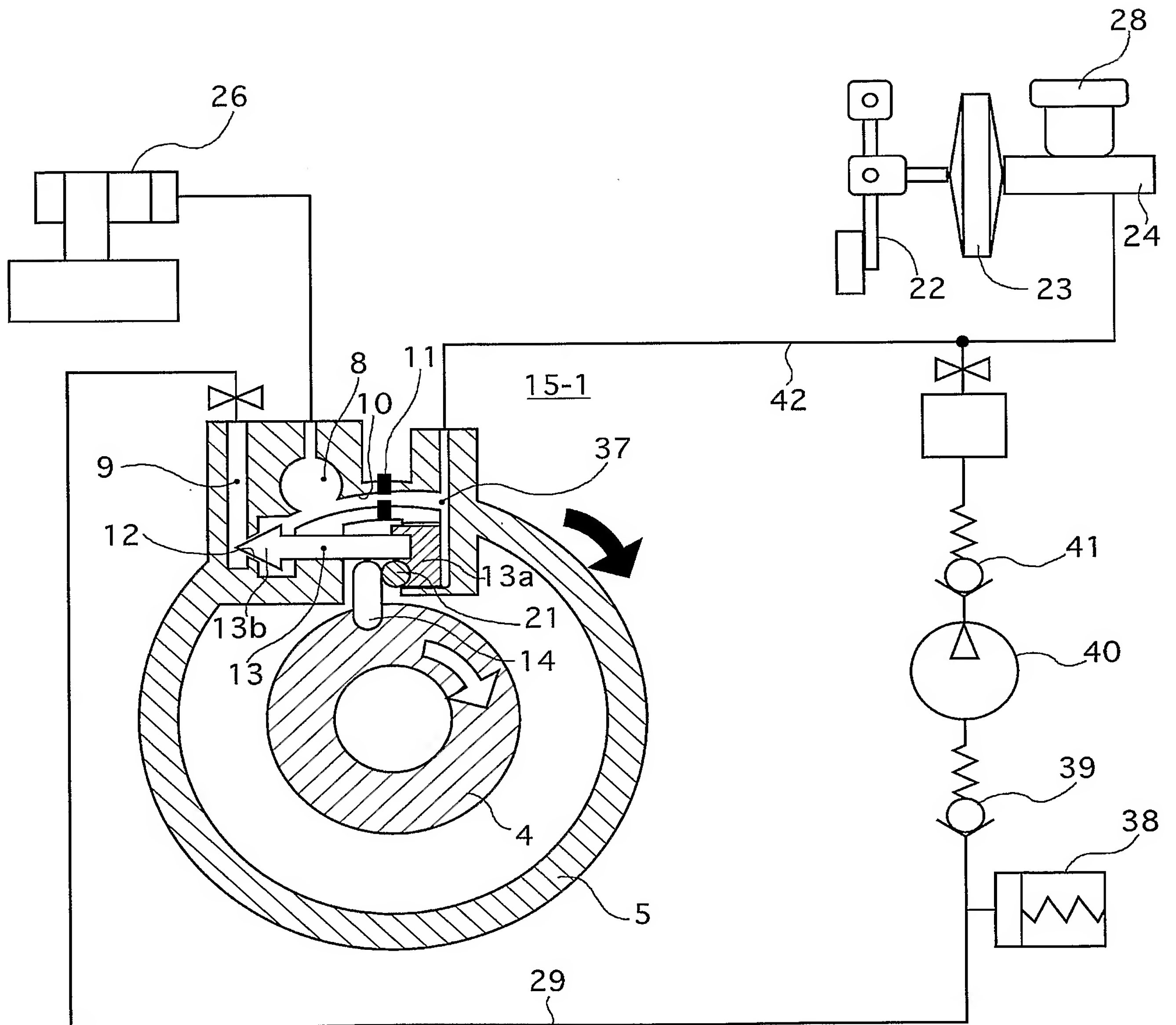
【図 2】



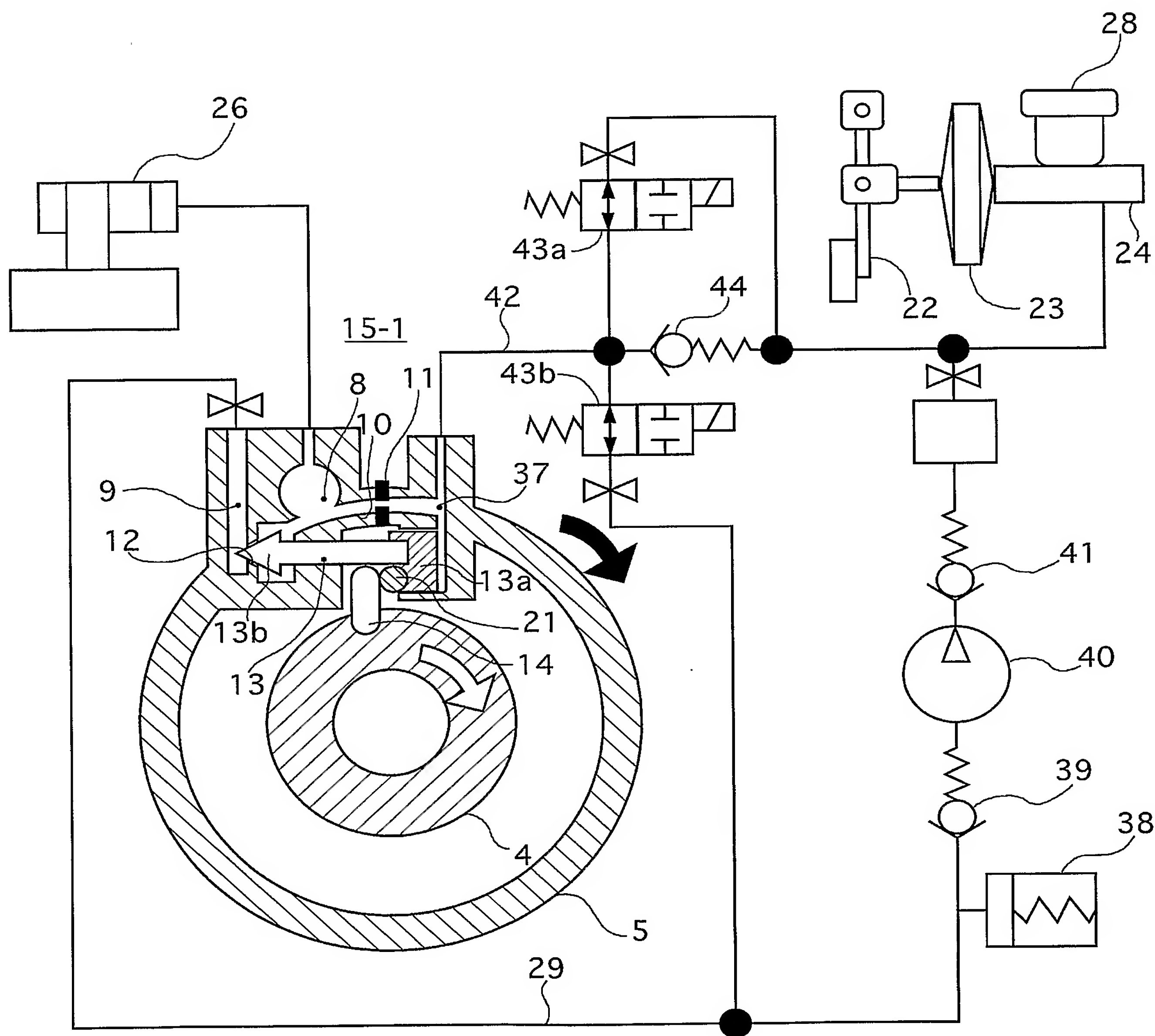
【図 3】



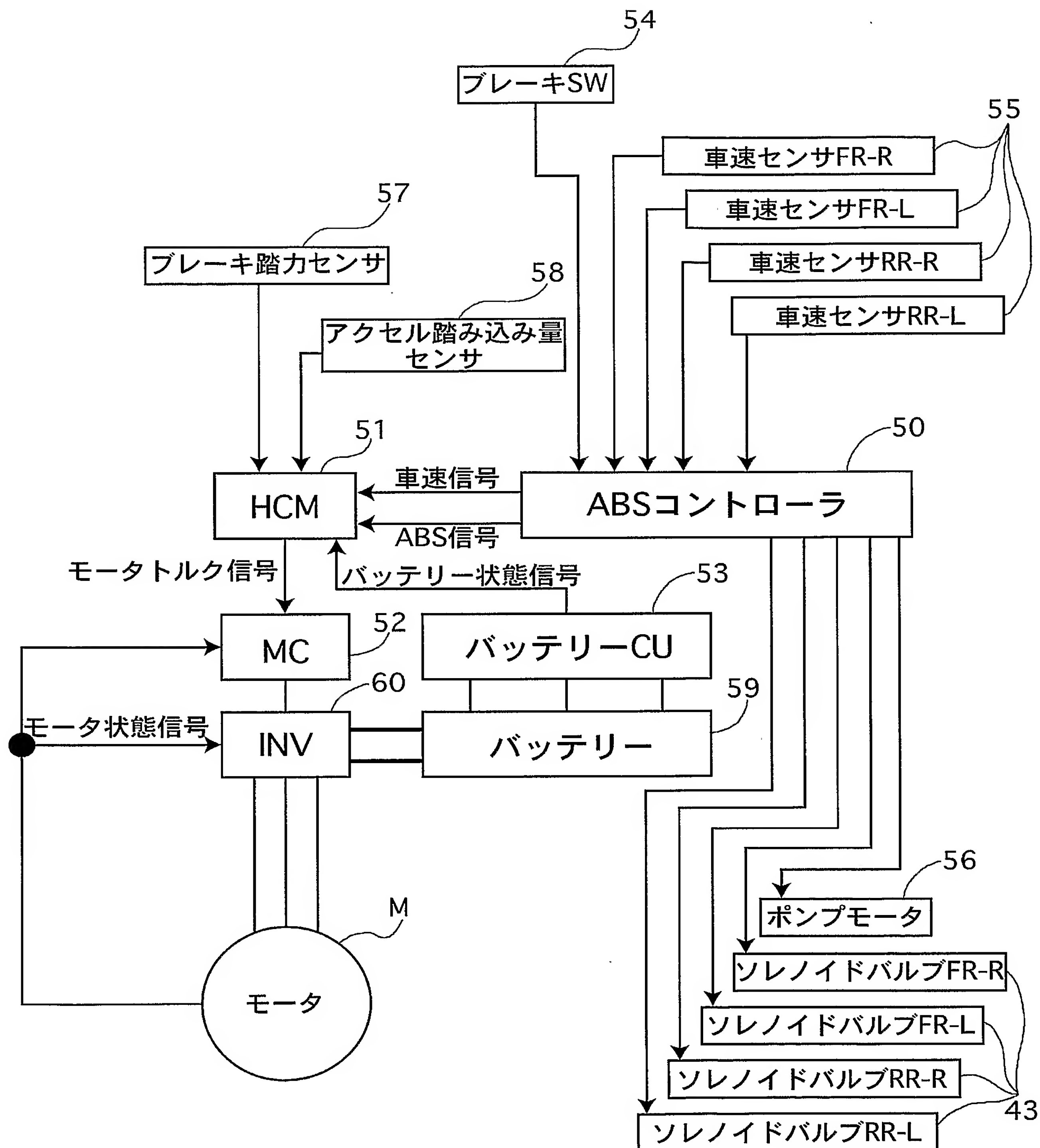
【図 4】



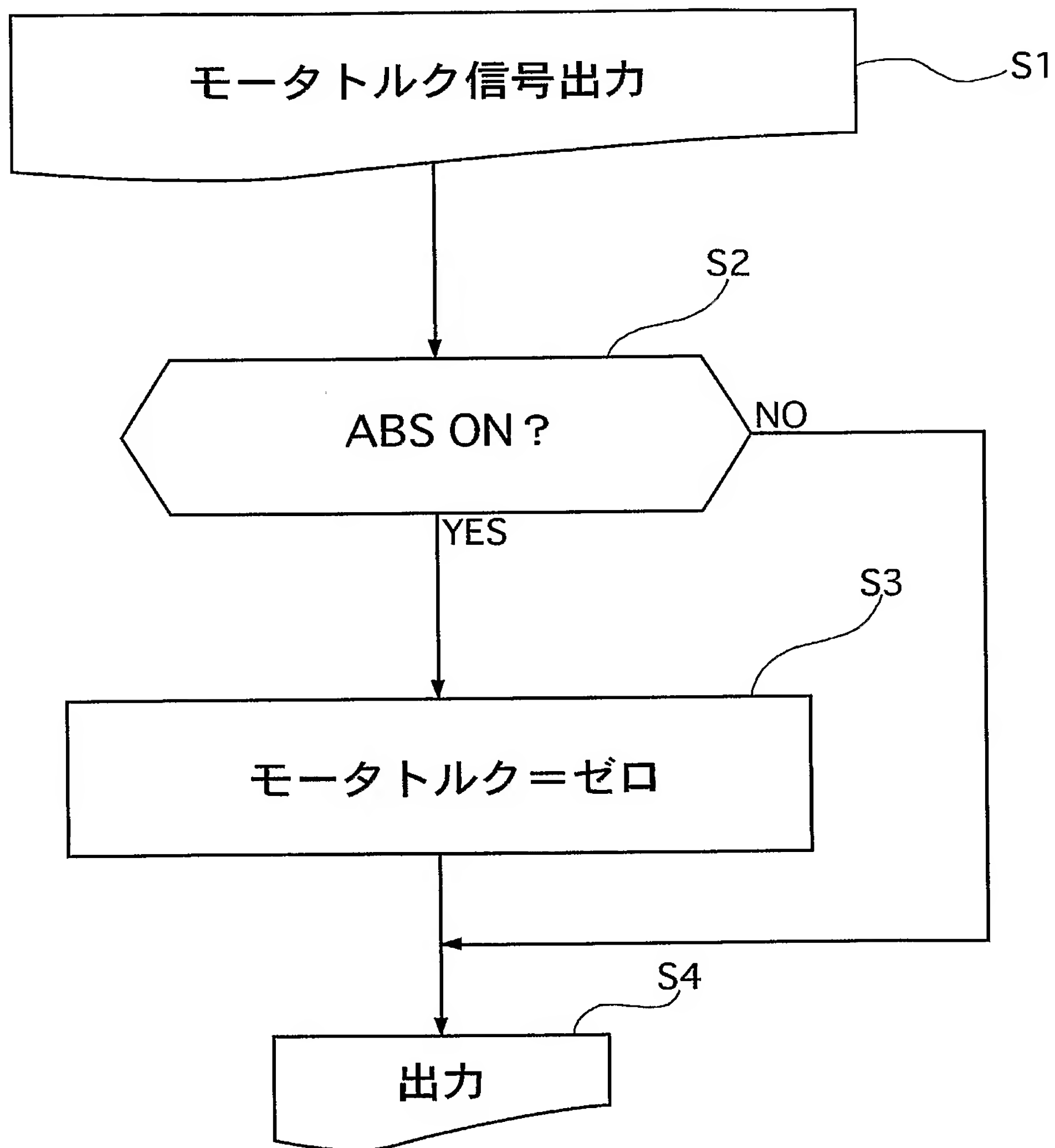
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 全てを電気回生してもフェールセーフが成立するというように、電気回生状態に左右されることなく、エネルギー回生率を向上させる協調ブレーキ制御をメカのみで容易に達成することができる車両用制動装置を提供すること。

【解決手段】 回転電機 1 による回生制動トルク  $T_{Be}$  と液圧ブレーキ 2 による液圧制動トルク  $T_{Bp}$  により駆動輪 3 に制動トルクを付与する車両用制動装置において、前記回転電機 1 の回転電機ケース 4 を、車体側円筒ケース 5 に対し相対回動可能に支持し、前記車体側円筒ケース 5 に要求制動液圧室とホイールシリンダ圧室 8 とリターン圧室 9 とを形成し、前記要求制動液圧室と前記ホイールシリンダ圧室 8 の連通液圧路 10 にオリフィス 11 を設け、前記ホイールシリンダ圧室 8 と前記リターン圧室 9 との連通液圧路にホイールシリンダ圧調圧弁 13 を設け、前記ホイールシリンダ圧調圧弁 13 に、前記回転電機ケース 4 に設けられた作用腕 14 を介して加えられる弁開方向の回生制動トルク  $T_{Be}$  と、ホイールシリンダ圧  $P_w$  に基づく弁開方向の液圧制動トルク  $T_{Bp}$  との和が、要求制動液圧に基づく弁閉方向の要求制動トルク  $T_B^*$  と釣り合うようにホイールシリンダ圧  $P_w$  を調圧する機械系フィードバック機構を設けた。

【選択図】 図 1

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 3 - 4 0 2 1 7 2
受付番号	5 0 3 0 1 9 8 1 1 8 4
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 5 年 1 2 月 2 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】 平成15年12月 1日

特願 2 0 0 3 - 4 0 2 1 7 2

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 3 9 9 7 ]

1 . 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 3 1 日

[変更理由]

新規登録

住 所

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

氏 名

日産自動車株式会社